

Subcooler level control for a turbine expansion refrigeration cycle

Publication number: DE69612891T

Publication date: 2001-09-27

Inventor: MELOLING STEVEN E (US); SISHTLA VISHNU M (US)

Applicant: CARRIER CORP (US)

Classification:

- international: **F25B11/02; F25B40/02; F25B41/04; F25B11/02; F25B40/00; F25B41/04;** (IPC1-7): F25B11/02; F25B40/02; F25B41/04

- European: F25B11/02; F25B40/02; F25B41/04

Application number: DE19966012891T 19960125

Priority number(s): US19950380116 19950130

Also published as:



EP0728996 (A2)

US5515694 (A1)

JP8261584 (A)

EP0728996 (A3)

BR9600220 (A)

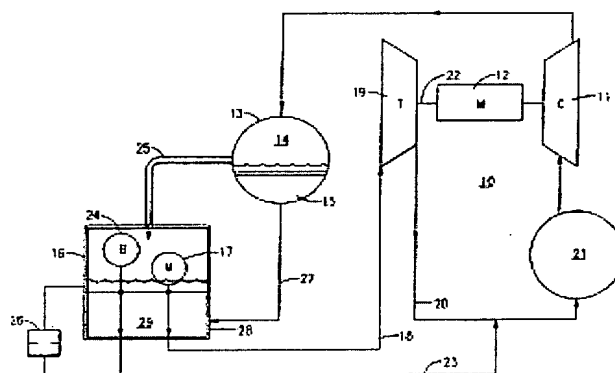
more >>

[Report a data error here](#)

Abstract not available for DE69612891T

Abstract of corresponding document: **US5515694**

A single-fluid two-phase turbine expander is employed in a compression-expansion refrigeration system. The turbine has nozzles of fixed, predetermined orifice and is designed for optimal operation in steady-state normal conditions. A main float valve governs the refrigerant flow to the turbine expander. In order to accommodate off-design conditions, a bypass conduit carries liquid refrigerant around the turbine expander directly to the evaporator. In this case a bypass float valve opens the bypass conduit when the liquid level in the condenser sump reaches a predetermined high level. Alternatively, a float switch and a bypass solenoid can be employed.



Data supplied from the **esp@cenet** database - Worldwide



⑪ **BUNDESREPUBLIK
DEUTSCHLAND**



**DEUTSCHES
PATENT- UND
MARKENAMT**

⑫ **Übersetzung der
europäischen Patentschrift**

⑨⑦ **EP 0 728 996 B 1**

⑩ **DE 696 12 891 T 2**

⑤① Int. Cl.⁷:
F 25 B 11/02
F 25 B 41/04
F 25 B 40/02

- ②① Deutsches Aktenzeichen: 696 12 891.8
⑨⑥ Europäisches Aktenzeichen: 96 630 004.8
⑨⑥ Europäischer Anmeldetag: 25. 1. 1996
⑨⑦ Erstveröffentlichung durch das EPA: 28. 8. 1996
⑨⑦ Veröffentlichungstag
der Patenterteilung beim EPA: 23. 5. 2001
④⑦ Veröffentlichungstag im Patentblatt: 27. 9. 2001

③① Unionspriorität:
380116 30. 01. 1995 US

⑦③ Patentinhaber:
Carrier Corp., Syracuse, N.Y., US

⑦④ Vertreter:
derzeit kein Vertreter bestellt

⑧④ Benannte Vertragsstaaten:
DE, FR, GB

⑦② Erfinder:
Meloling, Steven E., Cicero, New York 13039, US;
Sishtla, Vishnu M., Cicero, New York 13039, US

⑤④ Kältekreislauf mit Entspannung in einer Turbine mit einem Turbinenbypass

Anmerkung: Innerhalb von neun Monaten nach der Bekanntmachung des Hinweises auf die Erteilung des europäischen Patents kann jedermann beim Europäischen Patentamt gegen das erteilte europäische Patent Einspruch einlegen. Der Einspruch ist schriftlich einzureichen und zu begründen. Er gilt erst als eingelegt, wenn die Einspruchsgebühr entrichtet worden ist (Art. 99 (1) Europäisches Patentübereinkommen).

Die Übersetzung ist gemäß Artikel II § 3 Abs. 1 IntPatÜG 1991 vom Patentinhaber eingereicht worden. Sie wurde vom Deutschen Patent- und Markenamt inhaltlich nicht geprüft.

DE 696 12 891 T 2

DE 696 12 891 T 2

23.05.01

EP 96 630 004.8
CARRIER CORPORATION

Beschreibung

Diese Erfindung betrifft Kompressions-/Expansions-Kühlung und betrifft insbesondere Turbinen-Expansionskreislaufkühler, Klimaanlage, Wärmepumpen oder Kühlsysteme, in denen ein Turboexpander verwendet wird, um das kondensierte Kühlmittel auf einen reduzierten Druck zu entspannen und die Wiedergewinnung eines Teils der Energie des komprimierten Fluids zu ermöglichen.

Ein-Fluid Zwei-Phasen Fließsysteme verwenden zwischen dem Kondensor-Wärmetauscher und dem Verdampfer-Wärmetauscher typischerweise ein Expansionsventil, ein Schwimmerventil oder einen anderen mechanischen Druckregler, um das Fluid zu expandieren, d. h. um den Fluß des Kühlmittel-Fluids von einem hohen Druck auf einen niedrigen Druck zu drosseln.

Es wurde bereits die Verwendung einer Turbine oder eines Turboexpanders in einem Kühlkreislauf vorgeschlagen mit dem Ziel, die Kühleffizienz zu erhöhen. Einige Typen von Zwei-Phasen-Fluß Turbinen erfordern, daß der Expansionsprozeß mit konstanter Enthalpie eines drosselnden Expansionsventils durch einen isentropischen Expansionsprozeß ersetzt wird. Das heißt, die Turbine absorbiert einen Teil der Energie des expandierenden Kühlmittels und wandelt sie in Rotationsenergie um. Zu derselben Zeit wird der flüssige Anteil des Kühlmittels, welches in den Verdampfer eintritt, erhöht. Im Idealfall kann die Energie des expandierenden Kühlmittels wiedergewonnen und verwendet werden, um die Menge der zum Antrieb des Systemkompressors erforderlichen Motorenergie zu

23.05.01

reduzieren. In der US-A-1,440,000, von der die zweiteilig abgefaßte Fassung der Ansprüche 1 und 4 ausgeht, ist eine Kompressions-/Expansions-Kühleinheit offenbart, bei der die von der Expansion des Arbeitsfluids in einer Turbine erhältliche Energie verwendet wird, um beim Antreiben des Kompressors zu unterstützen und so den Energieverbrauch des Systems zu verringern.

Die US-A-4,336,693 beschreibt ein Kühlsystem, welches eine Reaktionsturbine als Expanderstufe verwendet. Bei dieser Vorgehensweise übernimmt eine Zentrifugal-Reaktionsturbine die Expansionsfunktion und arbeitet, um den Dampf von der Flüssigkeit zu trennen, bevor Energie abgezogen wird. Dies erzeugt eine verglichen mit einem herkömmlichen Turbo-Expander erhöhte Effizienz. Bei diesem Patent aus dem Stand der Technik kann die durch die Turbine erzeugte Energie verwendet werden, um eine Last, wie bspw. einen Generator, anzutreiben.

Aufgrund einer Reihe von Gründen waren in diese Rolle versetzte Turbinen jedoch nicht besonders effizient. Bei den meisten Kühlprozessen, bei denen ein Kühlmittel aus einer gesättigten, flüssigen Phase in einen zweiphasigen Flüssigkeit/Dampf Zustand von niedriger Qualität überführt wird, erzeugt der Expansionsprozeß eine verglichen mit der erforderlichen Arbeitszugabe für den Kompressor vergleichsweise kleine Menge an Arbeit. Darüber hinaus haben Turbinen, die üblicherweise verwendet werden, nicht nur eine geringere Kapazität als der Kompressor, sondern arbeiten zudem aufgrund des zweiphasigen Flusses und der zweiphasigen Geschwindigkeit des expandierenden Fluids unter Bedingungen von geringer Effizienz. Für eine optimale Effizienz erfordern die Zwei-Phasen-Fluß Turbinen zudem eine vollständig andere Geschwindigkeit als der Kompressor. Folglich entspricht es der üblichen technischen Praxis, keinen Turbinenexpander einzusetzen, da die geringe Menge an Ersparnissen durch Energierückgewinnung und Effizienzgewinn bei weitem durch die reduzierten Anfangs- und Unterhaltskosten eines drosselnden Ventils aufgehoben werden.

Ein Ein-Fluid Zwei-Phasen-Fluß Turbinenexpander kann nur dann praktikabel und effizient gestaltet werden, wenn kritische Beziehungen zwischen der Turbine und dem Rest des Kühlsystems eingehalten werden. Eine direkte Ankopplung der Turbinenrotorwelle an den Antrieb des Kompressors ist dann möglich, wenn der Turbinenrotor eine Auslegungsgeschwindigkeit hat, die es ihm erlaubt, als ein

23.05.01

Expander mit hoher Effizienz zu dienen, wenn die Turbine an die Eigenschaften des Kühlmittels, wie bspw. Dampfdichte und Schallgeschwindigkeit des Zwei-Phasen-Flusses, angepaßt ist und wenn die Kapazität des Kühlsystems (d. h. des Gefriergeräts, des Kühlers oder der Klimaanlage) die optimalen Massenflußbedingungen des Turbinenexpanders erfüllt. Jedoch wurden bei keinem vorbekannten System diese Kriterien erfüllt, und so wurden die erwünschten Steigerungen der Effizienz nicht erzielt.

Für Mittel- bis Hochdruck-Kühlmittel, wie bspw. R134A und R22, können Zwei-Phasen-Fluß Turboexpander des Typs verwendet werden, wie sie bspw. in der US-A-4,298,311, der US-A-4,336,693 und der US-A-4,438,638 beschrieben sind. Diese Patente betreffen mit einem Zwei-Phasen Arbeitsfluid angetriebene Turbinen, wobei die überwiegende Masse des Fluids (bspw. 90%) flüssig ist und eine oder mehrere Düsen das kondensierte Kühlmittel auf einen Rotor leiten, so daß die Mischung aus Dampf und Flüssigkeit auf den Rotor auftrifft. Diese Turbinen sind als Reaktionsturbinen konstruiert, so daß kinetische Energie des expandierenden Dampfes anstelle in Wärme in kinetische Energie der Ausgangswelle umgewandelt wird. Dies maximiert theoretisch den flüssigen Anteil der Gesamtmasse des Arbeitsfluids nach der Expansion.

In keiner gegebenen Anwendung wird die Größe der Turbine, die eine optimale Expansion bietet, jedoch eine geeignete Leistung an der Ausgangswelle bieten. Die Expansionskapazität der Turbine für einen gegebenen Massenfluß sollte an die erforderliche Geschwindigkeit der Welle angepaßt sein, um eine direkte Ankopplung an den Kompressorantrieb zu ermöglichen.

Turbinen-Expansion Kreislauf-Kühlsysteme nehmen einen normalen Dauerzustand bezüglich der Flußrate und des nutzbaren Druckgefälles ein. Unter normalen Bedingungen fließt der Massenfluß aus dem Abfluß des Kondensors durch den Zwei-Phasen Turbinenexpander, und Expansionsenergie wird auf den Antriebszug des Kompressors übertragen. Dies führt zu einer Reduzierung der Leistungsanforderungen an die Welle des Kompressors.

Wo der Turboexpander als ein Gerät mit festgelegter Geometrie ausgebildet ist, kann der Turboexpander über eine gegebene Spanne von Zuständen des

204801

Massenflusses und des nutzbaren Druckgefälles effizient arbeiten. Diese Turboexpander sind dazu ausgelegt, um mit einem flüssigen Fluß zu arbeiten, der bei einer gegebenen Rate und einem gegebenen Druck die Düsen erreicht. Probleme können auftreten, wenn das Kühlsystem unter Bedingungen außerhalb der Auslegung betrieben wird.

Unter Bedingungen außerhalb der Auslegung kann der Druckabfall zu klein sein, oder die Flußrate kann zu groß sein, das kondensierte Kühlmittel effizient durch die Düsen der Turbine zu bringen, so daß der Kühler oder die Verdampferstufe abstirbt. Wenn der Druckabfall des Systems nachläßt, der Massenfluß sich jedoch bei der der Auslegung entsprechenden Flußrate befindet oder höher ist, kann der Druck für dieses Flußvolumen zu gering sein, um den nötigen Flüssigkeitsfluß durch die Düsen der Turbine zu bringen. Flüssiges Kühlmittel staut sich dann im Bereich des Sumpfes des Kondensors auf, was den Verdampfer absterben läßt. Dieser Zustand kann das System dazu bringen, wegen eines geringen Kühler- bzw. Verdampferdrucks abzuschalten.

Demgemäß ist es erforderlich, zusätzliche Mittel einzubinden, um zu ermöglichen, ein stabiles Kühlmittelniveau beizubehalten, auch wenn das Gerät außerhalb der Auslegungsbedingungen für den Druck und den Massenfluß betrieben wird, jedoch ohne den Betrieb des Turboexpanders zu beeinflussen.

Es ist eine Aufgabe dieser Erfindung, ein Kühlsystem mit einem Zwei-Phasen Fluß Turbinenexpander anzugeben, welches ein Umgehungsmittel verwendet, um einen Betrieb außerhalb der Auslegungsspanne des Systems zu ermöglichen, und welches die Nachteile des Standes der Technik vermeidet.

In Übereinstimmung mit der Erfindung, wie sie in den unabhängigen Ansprüchen 1 und 4 angegeben ist, verbindet eine Umgehungsleitung den Sumpf des Kondensors mit dem Verdampfer, um den Verdampfer während bestimmter Zustände außerhalb der Auslegung zu versorgen. Ein Schwimmerventil oder ein äquivalentes Sensormittel in dem Sumpf des Kondensors erfaßt, daß das Niveau der Flüssigkeit über den normalen Grenzen liegt. Der Sensor bewirkt, daß sich ein Ventil öffnet und einen Fluß der Flüssigkeit durch die Umgehungsleitung ermöglicht. Unter normalen Umständen, bleibt das Niveau der Flüssigkeit in dem

23.05.01

Subkühler-Abschnitt des Kondensors innerhalb der Auslegungsgrenzen, und die Umgehungsleitung bleibt verschlossen. Unter normalen Umständen, d. h. während des Dauerbetriebes, wird also das gesamte flüssige Kühlmittel zyklisch durch den Turbinenexpander geführt, um eine Wiedergewinnung von Energie zu ermöglichen sowie eine Reduzierung des Drehmoments des Kompressormotors. Wenn jedoch eine Änderung der Betriebsbedingungen auftritt, wird die Umgehungsleitung eingeschaltet, um für einen Fluß von flüssigem Kühlmittel aus dem Sumpf des Kondensors direkt in den Verdampfer zu sorgen.

Ein Ein-Fluid Zwei-Phasen-Fluß Turbinenexpander mit einem leicht unterkühlten Zustand am Einlaß ist direkt, d. h. mechanisch, mit dem Antriebszug des angeschlossenen Kühlkompressors verbunden, um sowohl das kondensierte Kühlmittel isentropisch zu entspannen als auch um eine signifikante Menge von Kompressionsenergie des Kühlmittels zurückzugewinnen und diese Energie zum Drehen des Kompressors zu verwenden.

Für ein Kühlsystem mit einer Kapazität von 100 bis 1000 Tonnen, welches ein Hochdruckkühlmittel, wie bspw. R22 oder R134A, und einen über einen Zwei-Pol Induktionsmotor (3000 bis 3600 U/min) angetriebenen Zentrifugal- oder Schraubenkompressor verwendet, wird die Effizienz der Turbine auf etwa 60% geschätzt. Abhängig von den Betriebsbedingungen reduziert die Turbine die Motorlast verglichen mit dem System mit einem drosselnden Expansionsventil um 6 - 15%.

Ein ähnliches System, welches ein Niederdruckkühlmittel, wie bspw. R123 oder R245ca, verwendet, würde aufgrund der Notwendigkeit eines erhöhten Turbinenrotordurchmessers und einer geringeren Geschwindigkeit der Rotorwelle eine wesentlich geringere Wiedergewinnung ermöglichen. Im Idealfall ist eine Wiedergewinnung von etwa 2 - 6% möglich.

Eine effiziente Energierückgewinnung kann auch erreicht werden, wenn der Turbinenexpander in einem Kühlsystem mit einer Kapazität von weniger als 100 Tonnen verwendet wird, welches einen Schraubenkompressor oder einen anderen Typ eines Drehkompressors enthält, so lange die kritische Beziehung zwischen der Geschwindigkeit und der Kapazität eingehalten werden kann. Bspw. kann in

2005-01

Systemen, die Hochdruckkühlmittel verwenden, der Turbinenexpander direkt an die Hochgeschwindigkeitswelle eines übersetzten, mit 12.000 U/min laufenden 40-Tonnen Schraubenkompressors angeschlossen werden oder eines mit 40.000 U/min laufenden invertergetriebenen 5 Tonnen Rollenkompressors.

Zusätzlich zu diesen beiden Beispielen können viele andere Kombinationen von Kompressoren und Turbinen verwendet werden. Jede Kombination setzt eine spezielle Massenflußrate und ein spezielles Druckniveau des Kühlmittels im Dauerzustand innerhalb der Kondensorstufe und der Verdampferstufe voraus. Die Turbine ist vorzugsweise von einer unkomplizierten, einfachen Konstruktion mit einer Rotorscheibe mit am Rand angeordneten Leitschaufeln und einem Düsenblock, der die Scheibe aufnimmt und eine Gruppe ortsfester Düsen aufweist, die auf die Leitschaufeln gerichtet sind. Der Massenfluß des Kühlmittels durch die Düsen ist ausreichend, um den Verdampfer zu versorgen, so lange das System unter Auslegungsbedingungen betrieben wird. Wenn der Druckabfall jedoch absinkt oder wenn die Massenflußrate groß wird und das System unter Bedingungen außerhalb der Systemauslegung arbeitet, kann der durch die Turbinendüsen durchgelassene Massenfluß zu gering sein, um den Verdampfer zu bedienen. Dies kann zu einem Abschalten des Systems wegen eines geringen Verdampferrucks führen.

Die oben erwähnten und viele weitere Merkmale und Vorteile dieser Erfindung werden aus der nachfolgenden Beschreibung eines bevorzugten Ausführungsbeispiels deutlich, welches im Zusammenhang mit den beigefügten Zeichnung gelesen werden soll.

Fig. 1 ist eine schematische Darstellung eines Ein-Fluid Kompressions-/Expansions Kühlsystems des Typs, welcher einen Turboexpander verwendet, und zeigt eine Umgehungsleitung gemäß einem ersten Ausführungsbeispiel dieser Erfindung.

Fig. 2 ist eine schematische Ansicht eines Ein-Fluid Kompressions-/Expansions Kühlsystems des Typs, welcher einen Turboexpander verwendet, und zeigt eine Umgehungsleitung gemäß einem zweiten Ausführungsbeispiel dieser Erfindung.

23-7-85-01

Fig. 3, 4 und 5 sind eine geschnittene Ansicht von oben, eine geschnittene Vorderansicht bzw. eine geschnittene Seitenansicht eines Schwimmergehäuses für den Sumpf der Kondensorstufe des Ausführungsbeispiels aus Fig. 1.

Unter Bezugnahme auf die Zeichnung und zunächst auf Fig. 1 ist ein Kühltssystem 10 für eine Wärmepumpe, einen Kühler, ein Gefriergerät oder eine Klimaanlage schematisch dargestellt als einen Kompressor 11 enthaltend, der durch einen Elektromotor 12 oder einen anderen Primärtrieb angetrieben ist. Der Kompressor 11 verdichtet ein Arbeitsfluid, welches in dem System in seiner flüssigen und in seiner Dampfphase bzw. diesen Zuständen existiert. Der Kompressor entlädt den komprimierten Dampf unter hohem Druck und hoher Temperatur in ein Kondensormittel bzw. eine Kondensor/Subkühler Anordnung 13, welche Wärme von dem Arbeitsfluid ableitet und den unter hohem Druck stehenden Dampf in die Flüssigkeit unter hohem Druck kondensiert. Der Kondensor weist einen Hauptwärmetauscher 14 zum Ableiten von Wärme aus dem kondensierenden Dampf und einen empfindlichen Subkühler 15 zum Ableiten von Wärme aus der kondensierten Flüssigkeit auf. Das Kondensormittel beinhaltet einen Sumpf, welcher durch den Subkühler 15, eine Ventilkammer 28 und eine Steuerkammer 16 gebildet wird.

Das flüssige Kühlmittel sammelt sich in der Ventilkammer 28, wobei die Steuerkammer 16 ein Hauptschwimmerventil 17 aufweist, welches die Flußrate bestimmt. Das flüssige Kühlmittel fließt aus der Kammer 28 durch eine Hauptturbinenleitung 18 in einen Turbinenexpander 19. Die Flüssigkeit unter hohem Druck fließt in einen Hochdruckanschluß und treibt mit der kinetischen Energie des expandierenden Arbeitsfluids einen Turbinenrotor an. Ein Teil der durch den Kompressor 11 auf das Arbeitsfluid aufgebrauchten Energie wird in dem Expander 19 zurückgewonnen. Von hier führt eine weitere Leitung 20 das Arbeitsfluid bei niedrigem Druck in einen Verdampfer 21, in dem das Arbeitsfluid Wärme aus einem umgebenden Bereich aufnimmt und die aufgenommene Wärme das Arbeitsfluid aus dem flüssigen in den dampfförmigen Zustand überführt. Der Dampf aus dem Verdampfer 21 gelangt auf einer Einlaß- (Niedrigdruck-) Seite wieder in den Kompressor 11. In dieser schematischen Ansicht verbindet eine Verbindung 22 von dem Turbinenexpander 19 an den Kompressor 11 die Wellen

23-8-05-01

dieser beiden Elemente mechanisch, so daß der Turbinenexpander 19 den Motor 12 beim Antreiben des Kompressors 11 unterstützt. Der Turbinenexpander 19 übernimmt einen Teil der auf dem Motor 12 liegenden Kompressorlast, so daß der Kühlkreislauf effizienter betrieben wird, als dies mit einem anderen Typ von Expander, bspw. einem drosselnden Expansionsventil, möglich ist.

Der Flüssigkeitsstand am Eingang des Subkühlers 15 wird durch ein schwimmerventilbetätigtes Niveau-Steuersystem 29 gesteuert. Der überwiegende Anteil des Flüssigkeitsflusses verläßt den empfindlichen Subkühler 15 durch einen Subkühler-Auslaß 27 und tritt in eine Ventilkammer 28 ein. Das Niveau des flüssigen Arbeitsfluids in dem Subkühler 15 wird durch ein Überlaufwehr 25 beibehalten, welches es einem kleineren Anteil der kondensierten Flüssigkeit ermöglicht, in die Steuerkammer 16 zu fließen. In der Steuerkammer hebt oder senkt sich das Haupt-Schwimmerventil 17 mit dem Flüssigkeitsstand, um es dem Hauptfluß zu ermöglichen, die Ventilkammer durch die Haupt-Turbinenleitung bzw. das Haupt-Turbinenrohr 18 zu verlassen. Eine Auslaßleitung mit einer Auslaßöffnung 26 bildet einen dauerhaften Überlauf aus der Steuerkammer 16 zu der Niederdruckseite des Systems. Wenn das in den Subkühler 15 eintretende Niveau unterhalb des Eingangs des Wehrs 25 liegt, wird kein Flüssigkeitsfluß in die Steuerkammer 16 gelangen. Die Auslaßöffnung 26 aus der Steuerkammer wird Flüssigkeit aus der Steuerkammer ablassen, der Flüssigkeitsstand in der Steuerkammer wird abfallen, und das Haupt-Schwimmerventil 17 wird schließen. Dies beschränkt den den Subkühler über die Leitung 27 verlassenden Hauptfluß und bringt so das Niveau am Eingang des Subkühlers 15 zum Steigen. Wenn der Flüssigkeitsstand in der Kondensoranordnung 13 deutlich über das Steuerwehr 25 steigt, gelangt ein zu großer Fluß in die Steuerkammer 16. In diesem Fall kann die Ablaßöffnung 26 den Flüssigkeitsfluß nicht schnell genug ablassen. Das Niveau in der Steuerkammer 16 steigt an, so daß das Haupt-Schwimmerventil 17 öffnen wird, so daß ein größerer Fluß durch die Subkühler-Ablassleitung 27 und durch die Haupt-Turbinenleitung 18 in den Turbinenexpander 19 gelangen kann. Dies führt dazu, daß der Flüssigkeitsstand am Eingang des Subkühlers 15 abfällt. Für den Dauerbetrieb werden der Kühlmittelfluß über das Wehr 25 und der Fluß durch den Ablauf 26 der Steuerkammer gleich werden, und das Schwimmerventil 17 wird in einer stabilen Stellung verweilen. Dies hält das in den Subkühler 15 eintretende Flüssigkeitsniveau in einem dauerhaften Zustand.

2005.01

Der überwiegende Teil des flüssigen Kühlmittels fließt aus dem Niveau-Steuersystem 29 durch die Haupt-Leitung 18 in den Turbinenexpander 19. Der über eine Welle bzw. eine Verbindung 22 mit dem Kompressormotor 12 verbundene Turbinenexpander 19 absorbiert einen Teil der kinetischen Energie des Arbeitsfluids und überträgt sie auf den Motor 12, um einen Teil der auf dem Motor 12 lastenden Kompressorlast zu reduzieren. Folglich wird der Kühlkreislauf mit dem Turbinenexpander effizienter betrieben, als dies mit einem anderen Typ von Expander, wie z. B. einem drosselnden Expansionsventil, möglich ist. Der Niederdruck-Fluß durch den Abfluß des Turbinenexpanders 19 fließt durch die Leitung 20 zu dem Verdampfer oder Kühler 21, wo das Arbeitsfluid Wärme aus der Umgebungszone aufnimmt und die aufgenommene Wärme das Arbeitsfluid aus dem flüssigen in den gasförmigen Zustand überführt. Der Dampf tritt wieder durch den Einfluß des Kompressors 11 in diesen ein, und der Zyklus wird wiederholt.

Mit der effizienten Verwendung eines Turbinenexpanders ist eine höhere Kühleffizienz möglich. Mit Hochdruckkühlmitteln, wie bspw. R12, R22 und R134A, kann der Drosselverlust durch ein Standard-Expansionsventil bis zu 20% betragen, und für ein Niederdruckkühlmittel, wie bspw. R123 oder R245ca kann der Drosselverlust bis zu 12% betragen. Wenn jedoch ein Expander des Drosseltyps durch einen Turbinenexpander mit einer Effizienz von 50% ersetzt werden kann, kann eine signifikante Menge dieses Drosselverlusts zurückgewonnen werden. So kann ein Turbinenexpander, der direkt (d. h. mechanisch) an die Welle des Kompressors angeschlossen ist, eine meßbare Verbesserung der Kühleffizienz erreichen. Typischerweise weist der Turbinenexpander Düsen von festen Abmessungen und Öffnungsgrößen auf, welche auf der Auslegung für die Bedingungen des Dauerbetriebes des Systems basieren. Ein Beispiel eines Turbinenexpanders ist in der US-A-4,467,613 gezeigt.

Einzelheiten eines Niveau-Steuersystems und eines Schwimmerventil-Mechanismus dieses Ausführungsbeispiels sind in den Figuren 3, 4 und 5 gezeigt. Hier fließt flüssiges Kühlmittel aus dem Kondensor 14 durch das Wehr 25 in die Steuerkammer 16, und die Flüssigkeit steigt auf ein Niveau, welches von der Heiz-/Kühllast abhängt und auch von anderen Faktoren. Das erste oder Haupt-Schwimmerventil 17 ist links in dieser Ansicht gezeigt, wobei das Umgehungs-Schwimmerventil 24 rechts gezeigt ist. Die Ventilkammer 28 ist in dem zentralen

23.05.01

Abschnitt des Niveau-Steuersystems 29 angeordnet, wobei die Hauptleitung bzw. das Hauptrohr 18 zu der Turbine hin austritt und ein Umgehungsrohr 23 die Ventilkammer verläßt, um diese mit der Leitung 20 zu verbinden. Bei diesem Ausführungsbeispiel ist der Umgehungsventilmechanismus 24 proportional. Das heißt, die Menge der Flüssigkeit, die durch die Umgehungsleitung 23 gelassen wird, ist allgemein proportional zu dem Niveau der Flüssigkeit in der Ventilkammer, oberhalb eines anfänglich hohen Wertes.

Der Turbinenexpander, der eine Vorrichtung mit festgelegter Geometrie und für eine bestimmte Bedingung eines Dauerbetriebs bemessen ist, kann eine zu geringe Kapazität haben, um den Fluidfluß unter einigen Übergangsbedingungen bzw. Bedingungen außerhalb der Auslegung zu bewerkstelligen. Auch wenn das Haupt-Schwimmerventil 17 in seiner vollständig geöffneten Stellung wäre, würde das Niveau am Eingang des Subkühlers 15 sich in dem Hauptkondensor 14 aufstauen. Dieser Zustand würde wegen des niedrigen Verdampferrucks zu einem Abschalten des Systems aus Sicherheitsgründen führen, um zu verhindern, daß das Wasser/die Salzlösung in dem Verdampfer gefriert. Um zu verhindern, daß das System abgeschaltet wird, kommt das zweite oder Umgehungs-Schwimmerventil 24 ins Spiel. Die Aktivierungshöhe des Umgehungs-Schwimmerventils 24 ist so gesetzt, daß es geschlossen bleibt, bis das Haupt-Schwimmerventil 17 vollständig geöffnet ist. Während des Anlaufens des Systems, während Übergangszuständen oder während Dauerzuständen mit niedrigem Druckabfall oder hohem Massenfluß wird das Umgehungs-Schwimmerventil 24 nach Bedarf öffnen, um es nur der erforderlichen Menge des Umgehungsflusses zu erlauben, durch die Umgehungsleitung 23 zu der Niederdruckseite des Systems 20 oder 21 zu fließen. In Zuständen außerhalb der Auslegung kommuniziert die Umgehungsleitung 23 zwischen der Abfallleitung 27 der Kondensoranordnung 13 und der Niederdruckleitung 20 und dem Verdampfer 21. Die Leitung 23 gibt einen Teil des flüssigen Kühlmittels um die Turbine 19 herum. Unter normalen Umständen ist das Ventil 24 ausgeschaltet, und das flüssige Kühlmittel fließt durch die Hauptleitung 18 und den Turbinenexpander 19.

Ein zweites Ausführungsbeispiel dieser Erfindung ist in Fig. 2 gezeigt. In diesem Ausführungsbeispiel sind die Elemente, die mit denen des Ausführungsbeispiels aus Fig. 1 übereinstimmen, mit denselben Bezugszeichen bezeichnet, jedoch

23.05.01

gestrichen. Eine Beschreibung der Hauptmerkmale braucht hier nicht wiederholt zu werden. Bei diesem Ausführungsbeispiel wird anstelle des Schwimmentils 24 ein Schwimmerschalter 30 betätigt, wenn der Flüssigkeitsstand in der Steuerkammer 16' ein vorbestimmtes hohes Niveau erreicht. Der Schwimmerschalter betätigt einen Umgehungsmagnetschalter 31, der in Reihe mit der Umgehungsleitung 23' verbunden ist. Dies öffnet die Umgehungsleitung 23' für einen Flüssigkeitsfluß, wenn der Zustand außerhalb der Auslegung einen ausreichenden Massenfluß durch die Hauptleitung 18' und die Turbine 19' nicht mehr ermöglicht.

Viele andere mögliche Ausführungsbeispiele können verwendet werden, um flüssiges Kühlmittel während außerhalb der Auslegung liegender Zustände um die Turbine 19 bzw. 19' herum zu leiten.

23.05.01

EP 96 630004.8
CARRIER CORPORATION

Patentansprüche

1. Ein-Fluid Kompressions-/Expansions-Kühlvorrichtung, welche enthält eine Füllung eines fluidförmigen Kühlmittels, welches in der Vorrichtung als Flüssigkeit und als Dampf existiert, einen Kompressor (11; 11') zum Komprimieren des Dampfes, somit Zuführen von Kompressionsenergie zu dem Kühlfluid, welcher eine Eingangswelle, einen Einlaß zum Erhalten des Fluids unter einem verringerten Druck und einen Auslaß aufweist, aus dem das Fluid unter einem erhöhten Druck abgegeben wird, einen Antriebsmotor (12; 12') mit einer mit der Eingangswelle zum Rotieren derselben verbundenen Antriebswelle, ein Kondensorelement (13; 13'), welches Wärme von dem kondensierten Kühlmittel abgibt, um den komprimierten Dampf in Flüssigkeit zu überführen, wobei das Kondensorelement (13; 13') einen Sumpf zum Sammeln der Flüssigkeit beinhaltet, einen Turbinenexpander (19; 19') mit einem aus dem Sumpf des Kondensorelements (13; 13') mit dem unter dem erhöhten Druck stehenden Fluid in Form einer Mischung aus Flüssigkeit und Dampf gespeisten Einlaß zum Entspannen des Kühlfluids auf den reduzierten Druck, beinhaltend eine mit der Eingangswelle des Drehkompressors verbundenen Ausgangswelle (22; 22') zum Zurückgewinnen von zumindest einem Teil der Kompressionsenergie des Kühlfluids, wenn dies entspannt wird, und einen Auslaß, der das Kühlfluid unter dem reduzierten Druck ausgibt, und ein in dem Kreislauf zwischen dem Auslaß des Turbinenexpanders (19; 19') und dem Einlaß des Kompressors (11; 11') angeordnetes und mit dem unter dem reduzierten Druck stehenden Kühlfluid gespeistes Verdampferelement (21; 21') zum Verdampfen der

Kühlflüssigkeit zu Dampf und zum Absorbieren von Wärme und zum Rückführen des resultierenden Dampfes zu dem Einlaß des Kompressors, gekennzeichnet durch eine zwischen dem Kondensorelement (13; 13') und dem Verdampferelement (21; 21') geführte Umgehungsleitung (23; 23'), welche ein Ventilelement (24; 31) zum selektiven Ermöglichen eines Fluidflusses in der Umgehungsleitung (23; 23') aus dem Kondensorelement (13; 13') in das Verdampferelement (21; 21') enthält, und durch ein Sensorelement (24; 30) zum Detektieren einer Ansammlung der Flüssigkeit in dem Kondensorelement (13; 13'), um das Ventilelement (24; 31) zu betätigen.

2. Ein-Fluid Kompressions-/Expansions-Kühlvorrichtung nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß das Ventilelement ein in dem Sumpf angeordnetes Umgehungs-Schwimmerventil (24) aufweist.
3. Ein-Fluid Kompressions-/Expansions-Kühlvorrichtung nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß das Ventilelement einen in dem Sumpf angeordneten Schwimmerschalter (30) und ein in einer Leitung der Umgehungsleitung (23') angeordnetes und elektrisch an den Schwimmerschalter (30) angeschlossenes Magnetventil (31) enthält.
4. Ein-Fluid Kompressions-/Expansions-Kühlvorrichtung, welche enthält eine Füllung eines fluidförmigen Kühlmittels, welches in der Vorrichtung als Flüssigkeit und als Dampf existiert, einen Kompressor (11; 11') zum Komprimieren des Dampfes, somit Zuführen von Kompressionsenergie zu dem Kühlfluid, welcher eine Eingangswelle, einen Einlaß zum Erhalten des Fluids unter einem verringerten Druck und einen Auslaß aufweist, aus dem das Fluid unter einem erhöhten Druck abgegeben wird, einen Antriebsmotor (12; 12') mit einer mit der Eingangswelle zum Rotieren derselben verbundenen Antriebswelle, ein Kondensorelement (13; 13'), welches Wärme von dem kondensierten Kühlmittel abgibt, um den komprimierten Dampf in Flüssigkeit zu überführen, wobei das Kondensorelement (13; 13') einen Sumpf zum Sammeln der Flüssigkeit beinhaltet, einen Turbinenexpander (19; 19') mit einem aus dem Sumpf des Kondensorelements (13; 13') über eine Leitung (18, 18') mit dem unter dem erhöhten Druck stehenden Fluid in Form einer

23.05.01

Mischung aus Flüssigkeit und Dampf gespeisten Einlaß zum Entspannen des Kühlfluids auf den reduzierten Druck, beinhaltend eine mit der Eingangswelle des Drehkompressors verbundenen Ausgangswelle (22; 22') zum Zurückgewinnen von zumindest einem Teil der Kompressionsenergie des Kühlfluids, wenn dies entspannt wird, und einen Auslaß, der das Kühlfluid unter dem reduzierten Druck ausgibt, und ein in dem Kreislauf zwischen dem Auslaß des Turbineneexpanders (19; 19') und dem Einlaß des Kompressors (11; 11') angeordnetes und mit dem unter dem reduzierten Druck stehenden Kühlfluid gespeistes Verdampferelement (21; 21') zum Verdampfen der Kühlflüssigkeit zu Dampf und zum Absorbieren von Wärme und zum Rückführen des resultierenden Dampfes zu dem Einlaß des Kompressors, gekennzeichnet durch

ein Haupt-Schwimmerventil (17, 17') in dem Sumpf zum Beibehalten eines vorbestimmten Flüssigkeitsniveaus in dem Sumpf und zum Regulieren eines Flusses des Kühlfluids durch die Leitung (18, 18') von dem Sumpf des Kondensorelements (13; 13') und durch eine zwischen dem Kondensorelement (13; 13') und dem Verdampferelement (21; 21') geführte Umgehungsleitung (23; 23'), durch ein Umgehungs-Ventilelement (24; 31) zum selektiven Ermöglichen eines Fluidflusses in der Umgehungsleitung (23; 23') aus dem Kondensorelement (13; 13') in das Verdampferelement (21; 21') und durch ein Sensorelement (24; 30) zum Detektieren einer Ansammlung der Flüssigkeit in dem Kondensorelement (13; 13'), um das Ventilelement (24; 31) zu betätigen.

5. Ein-Fluid Kompressions-/Expansions-Kühlvorrichtung nach Anspruch 4, dadurch gekennzeichnet, daß das Umgehungs-Ventilelement ein Umgehungs-Schwimmerventil aufweist und daß das Sensorelement einen in dem Sumpf angeordneten Schwimmer (24) aufweist.
6. Ein-Fluid Kompressions-/Expansions-Kühlvorrichtung nach Anspruch 4, dadurch gekennzeichnet, daß das Umgehungs-Ventilelement ein in einer Leitung der Umgehungsleitung (23') angeordnetes Magnetventil (31) enthält und daß das Sensorelement einen in dem Sumpf angeordneten und elektrisch an das Magnetventil (31) angeschlossenen Schwimmerschalter (30) enthält.

23.05.01

96630004.8

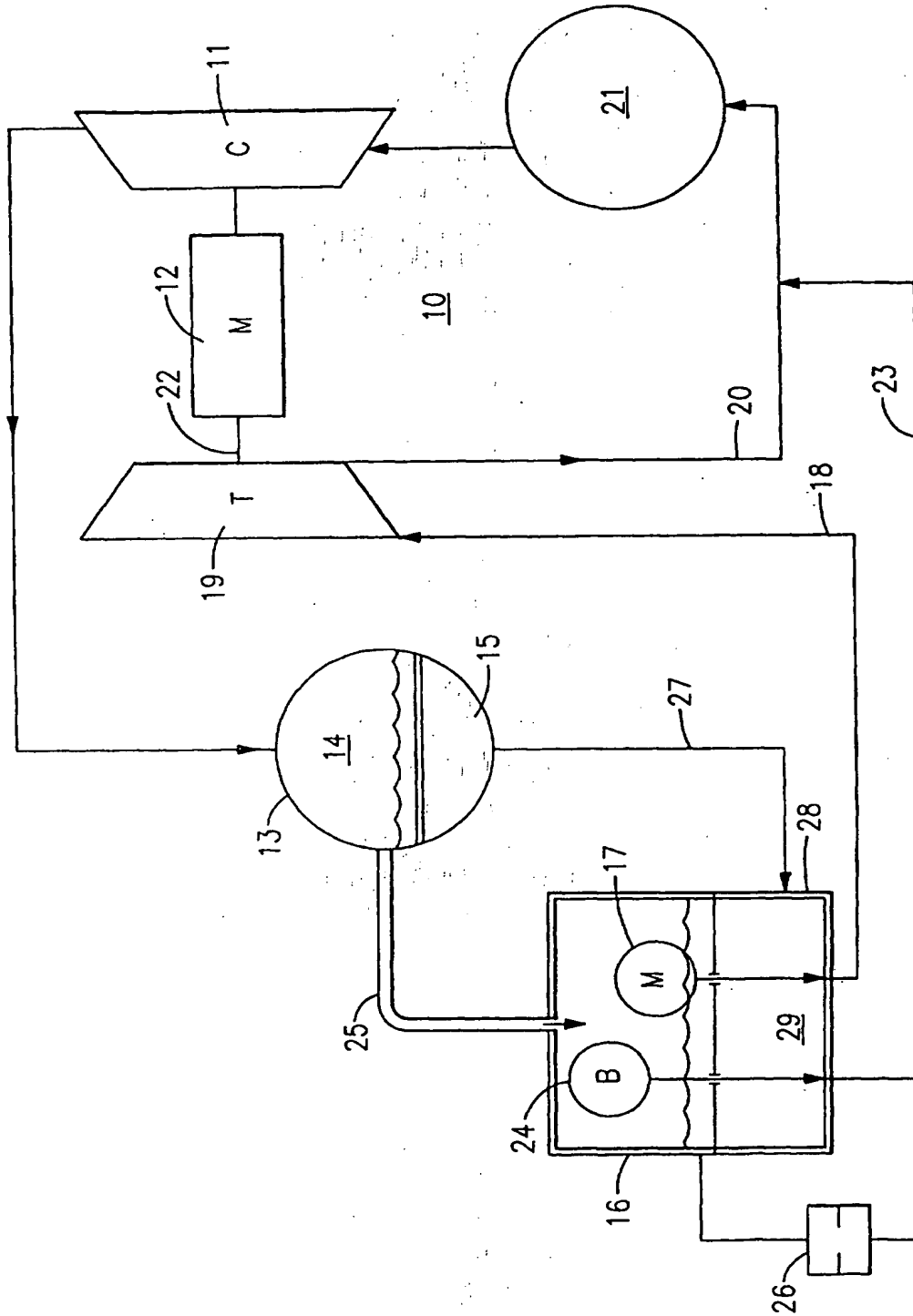


FIG.1

23.05.01

96630004.8

2/4

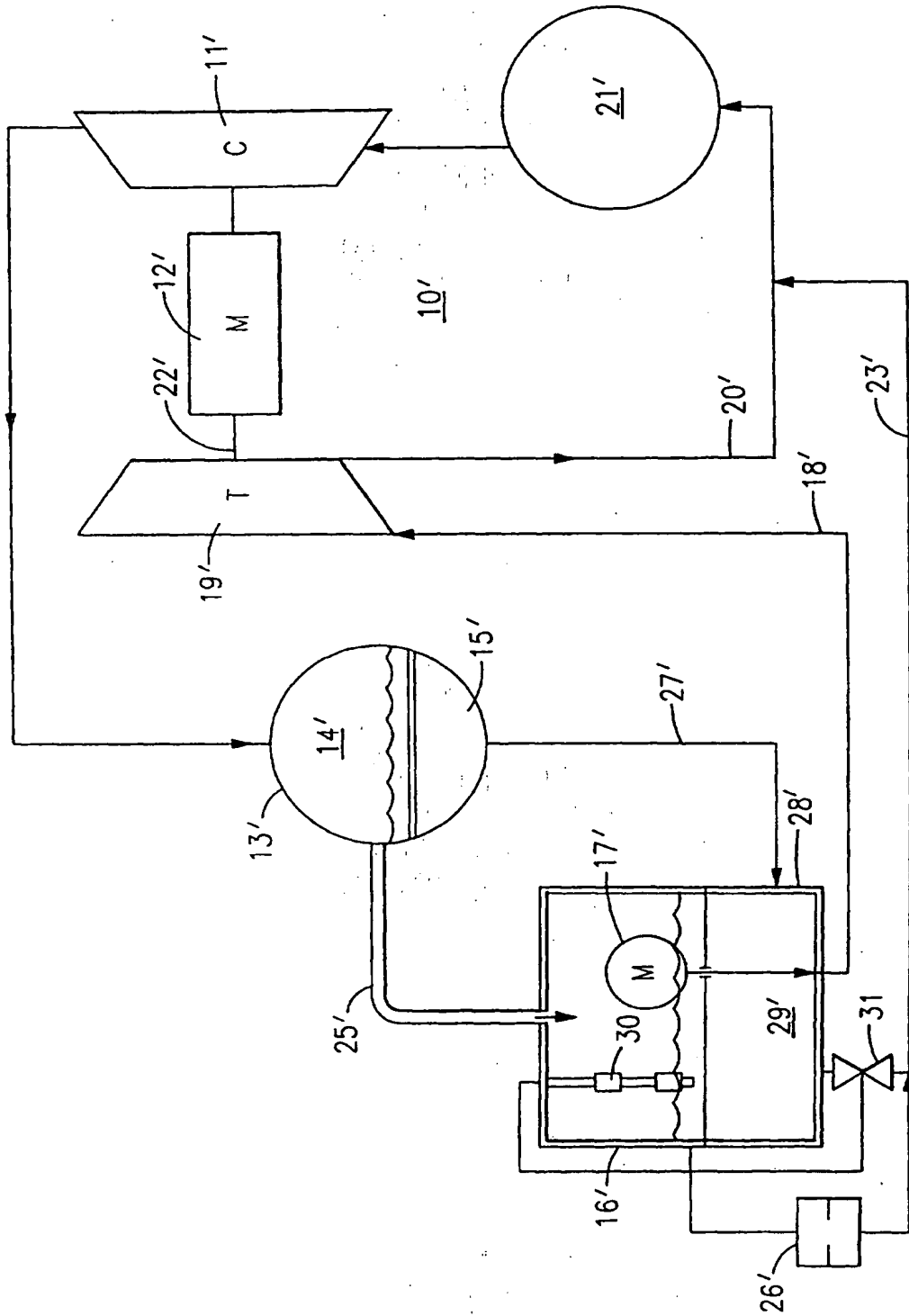


FIG. 2

23.05.01

96630004.8

3/4

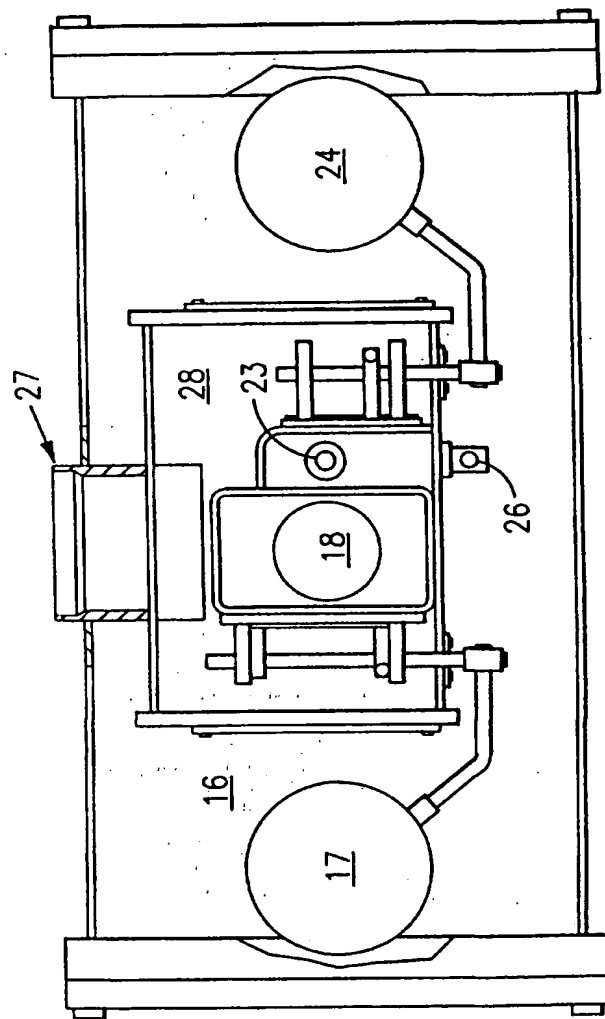


FIG.3

23.05.01

4/4

96630004.8

